

**МАШИНОСТРОЕНИЕ**

УДК 621.837.2(045)

**Громько П.Н.<sup>1</sup>, Хатетовский С.Н.<sup>1</sup>, Макацария Д.Ю.<sup>1,2</sup>**<sup>1</sup>Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский университет», г. Могилев, Беларусь<sup>2</sup>Учреждение образования «Могилевский институт Министерства внутренних дел  
Республики Беларусь», г. Могилев, Беларусь**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ  
НА ВЫХОДНОЕ ЗВЕНО В ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ ПЕРЕДАЧАХ ТИПА К-Н-V**

**Аннотация.** В статье рассматривается одно из направлений снижения механических потерь в передачах, которое заключается в совершенствовании эксплуатационных характеристик. Выделены факторы, от которых зависит КПД эксцентриковых передач. Выбран способ передачи движения с сателлита на выходное звено. На основе трансформации кинематической схемы эксцентриковой передачи проведена оценка КПД аналитическим методом. Составлены и проанализированы схемы движения звеньев механизма, а также уравнения движения. Проведены расчеты численных значений КПД в зависимости от различных значений коэффициента трения. Выполнена оценка эксцентриковой передачи методами компьютерного моделирования. Предложены направления совершенствования конструкции передачи эксцентрикового типа.

**Ключевые слова:** выходное звено, компьютерное моделирование, КПД, механизм, механическая потеря, мощность, оценка, процесс передачи движения, сателлит, совершенствование, эксцентриковая передача.

**Gromyko P.N.<sup>1</sup>, Khatetovsky S.N.<sup>1</sup>, Makatsaryia D.Yu.<sup>1,2</sup>**<sup>1</sup>Belarusian-Russian University, Mogilev, Belarus<sup>2</sup>Mogilev Institute of the Ministry of Internal Affairs of the Republic of Belarus, Mogilev, Belarus**IMPROVEMENT OF MECHANISM OF MOTION TRANSFER TO OUTPUT  
LINK IN ECCENTRIC TRANSMISSIONS OF K-H-V TYPE**

**Abstract.** The article discusses one of the areas of reduction of mechanical losses in gears, which consists in improvement of performance. The factors on which the efficiency of eccentric gears depends are highlighted. Method of motion transfer from satellite to output link is selected. Based on the transformation of the kinematic scheme of eccentric transmission, the efficiency was evaluated by an analytical method. The motion patterns of the mechanism links, as well as the equations of motion, were compiled and analyzed. Calculations of numerical values of efficiency are carried out depending on different values of friction coefficient. Evaluation of eccentric transmission by computer simulation methods was performed. Directions of improvement of eccentric type transmission design are proposed.

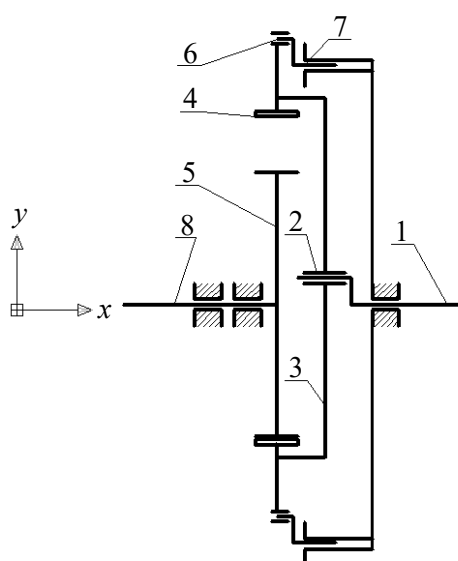
**Keywords:** output link, computer modeling, efficiency, mechanism, mechanical loss, power, estimation, motion transmission process, satellite, improvement, eccentric transmission.

**Введение.** Эксцентриковые передачи типа К-Н-V в настоящее время производятся многими известными фирмами. На основе этих передач возможно создание малогабаритных приводных редуцирующих устройств с низкими значениями механических

потерь мощности. Однако высокая цена, обусловленная использованием специальных материалов, видов термомеханической обработки, оборудования и инструмента, часто делает нерациональным применение рассматриваемых передач в приводах различных машин и механизмов. Снижение технологического уровня изготовления редукторов на основе традиционных эксцентриковых передач типа К-Н-V, безусловно, приводит к снижению себестоимости, но также обуславливает увеличение механических потерь.

Снижение себестоимости эксцентриковых передач может быть достигнуто в том случае, если их эксплуатационные характеристики, в том числе КПД, будут мало зависеть от технологического уровня производства.

Одним из основных факторов, от которого зависит КПД рассматриваемых передач, является способ передачи движения с сателлита на выходное звено. В традиционных вариантах используется в основном механизм «параллелограмма», который преоб-



1 – входной вал; 2 – эксцентрик входного вала; 3 – сателлит; 4 – сателлитное зубчатое колесо; 5 – центральное зубчатое колесо; 6 – эксцентрик оси; 7 – вал-ось; 8 – выходной вал

Рисунок 1. – Кинематическая схема механической передачи эксцентрикового типа с поступательным движением сателлита

Входной вал 1 приводит во вращение эксцентрик 2, который, в свою очередь, вместе с эксцентриком 6 вала-оси 7 обеспечивает поступательное движение сателлита 3. На сателлите 3 расположено зубчатое колесо 4, которое взаимодействует с центральным колесом 5 выходного вала 8.

#### Оценка КПД эксцентриковой передачи аналитическим методом.

Проведем анализ механических потерь в предложенном варианте эксцентриковой передачи. Для этого сначала обратимся к рисунку 2. На этом рисунке представлена схема взаимодействия звеньев.

Диаметры эксцентриков валов-осей условно приняты равными нулю. При этом взаимодействие эксцентрика вала-оси с сателлитом сводится к контакту геометрической оси первого и цилиндрической поверхности отверстия второго. Эту цилиндрическую поверхность описывает геометрическая ось вала-оси при движении относительно сателлита.

разует плоскопараллельное движение сателлита во вращательное движение выходного звена. По данным литературных источников [1] механические потери в этом механизме составляют значительную часть механических потерь всей передачи.

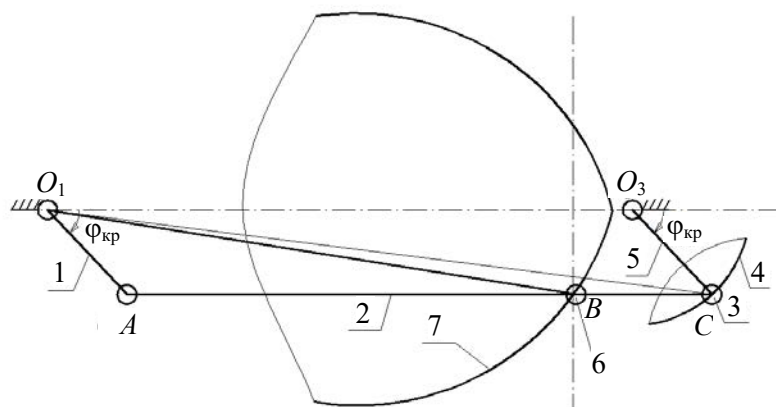
Таким образом, совершенствование механизма передачи движения с сателлита на выходное звено с целью снижения механических потерь может являться тем направлением развития эксцентриковых передач типа К-Н-V, которое приведет к снижению себестоимости их изготовления.

Для достижения поставленной цели произведем следующую трансформацию кинематической схемы эксцентриковой передачи типа К-Н-V (рисунок 1).

В предлагаемой кинематической схеме вместо плоскопараллельного движения заложено поступательное движение сателлита. Это позволяет оптимизировать зависимость потерь на трение в механизме передачи движения на выходное звено путем выбора геометрических параметров самого механизма.

Входной вал 1 приводит во враще-

Вместо профиля зуба сателлитного колеса условно рассматривается фиксированная на сателлите точка, в движении относительно центрального колеса описывающая некоторый профиль, принимаемый за профиль зуба центрального колеса. Таким образом, реальный контакт зубьев сводится к условному контакту прямой, проведенной через некоторую фиксированную точку сателлитного колеса, и цилиндрической поверхности, которую формирует указанная прямая.



1 – входной кривошип; 2 – шатун; 3 – геометрическая ось вала-оси; 4 – отверстие сателлита; 5 – кривошип; 6 – условная точка контакта зубьев сателлитного и центрального колес; 7 – условный профиль зуба центрального колеса

Рисунок 2. – Схема для определения соотношений геометрических параметров звеньев в эксцентриковой передаче с поступательным движением сателлитного звена

Механические потери мощности в зацеплении эксцентриковой передачи оцениваются по сумме мощности, затраченной на преодоление сил трения в условной точке  $C$  контакта эксцентрика вала-оси и сателлита, а также мощности, затраченной на преодоление сил трения в зацеплении, т.е. в условной точке  $B$  контакта зубьев сателлитного и центрального колес.

На основе зависимостей [2] получена формула для расчета значения КПД:

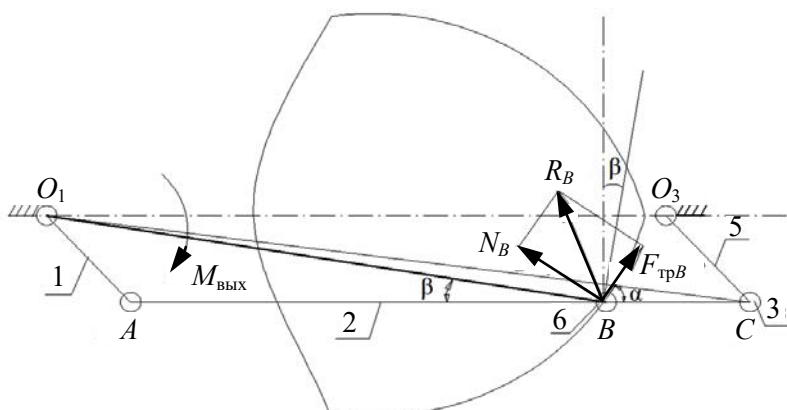
$$\varepsilon = 1 - \frac{F_{\text{тр}C} \cdot e \cdot \omega_{\text{кр}} + F_{\text{тр}B} \cdot \omega_{\text{кр}} \cdot \sqrt{e^2 + (r_B^2 / z^2) + 2 \cdot e \cdot (r_B / z) \cdot \cos(\varphi_{\text{кр}} + (\varphi_{\text{кр}} / z))}}{M_{\text{вых}} \cdot \omega_{\text{кр}}},$$

где  $F_{\text{тр}C}$  – сила трения в точке  $C$ ;  
 $e$  – эксцентриситет, равный  $O_1A$  и  $O_3C$ ;  
 $\omega_{\text{кр}}$  – угловая скорость кривошипов  $O_1A$  и  $O_3C$ ;  
 $F_{\text{тр}B}$  – сила трения в точке  $B$ ;  
 $r_B$  – расстояние, определяющее длину  $AB$ ;  
 $z$  – число зубьев сателлитного колеса;  
 $\varphi_{\text{кр}}$  – угол поворота кривошипов  $O_1A$  и  $O_3C$ ;  
 $M_{\text{вых}}$  – выходной момент.

Сила трения  $F_{\text{тр}B}$  определяется на основе схемы, представленной на рисунке 3. Составим уравнение моментов для звена  $O_1B$  относительно точки  $O_1$ . Из этого уравнения равновесия, в котором учтена сила  $R_B$  с составляющими  $F_{\text{тр}B}$  и  $N_B$ , следует, что

$$F_{\text{тр}B} = \frac{f_{\text{тр}B} \cdot M_{\text{вых}}}{\sqrt{e^2 + (r_B^2 / z^2) + 2 \cdot e \cdot (r_B / z) \cdot \cos(\varphi_{\text{кр}} + (\varphi_{\text{кр}} / z))} \cdot (f_{\text{тр}B} \cdot \sin(\alpha + \beta) + \cos(\alpha + \beta))},$$

где  $f_{\text{тр}B}$  – коэффициент трения в точке  $B$ .



1 – входной кривошип; 2 – шатун; 3 – геометрическая ось вала-оси; 5 – кривошип;  
6 – условная точка контакта зубьев сателлитного и центрального колес

Рисунок 3. – К определению силы трения  $F_{\text{тр}B}$

Сила трения  $F_{\text{тр}C}$  определяется на основе схемы, представленной на рисунке 4.

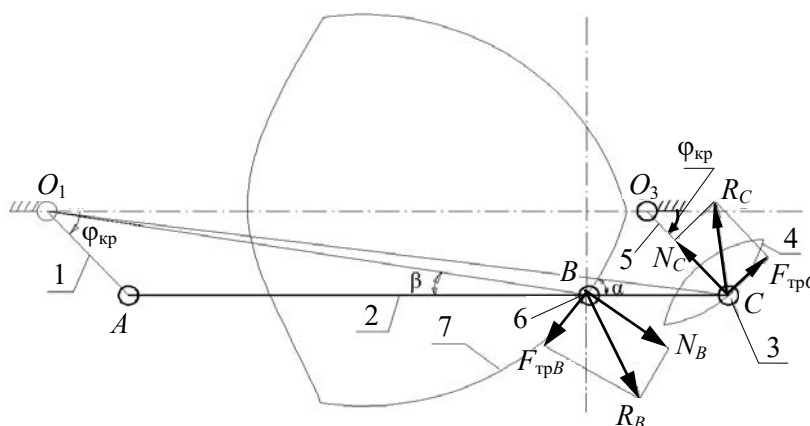
Составим уравнение моментов для звена  $AC$  относительно точки  $A$ . В этом уравнении равновесия учтены следующие силы: сила  $R_C$  с составляющими  $F_{\text{тр}C}$  и  $N_C$ , сила  $R_B$  с составляющими  $F_{\text{тр}B}$  и  $N_B$ .

Из этого уравнения равновесия следует, что

$$F_{\text{тр}C} = \frac{f_{\text{тр}C} \cdot F_{\text{тр}B} \cdot r_B \cdot (f_{\text{тр}B} \cdot \sin \alpha + \cos \alpha)}{f_{\text{тр}B} \cdot r_C \cdot (\sin \varphi_{\text{кр}} + f_{\text{тр}C} \cdot \cos \varphi_{\text{кр}})},$$

где  $f_{\text{тр}C}$  – коэффициент трения в точке  $C$ ;

$r_C$  – расстояние между точками  $A$  и  $C$ .



1 – входной кривошип; 2 – шатун; 3 – геометрическая ось вала-оси;  
4 – отверстие сателлита; 5 – кривошип; 6 – условная точка контакта зубьев сателлитного и центрального колес; 7 – условный профиль зуба центрального колеса

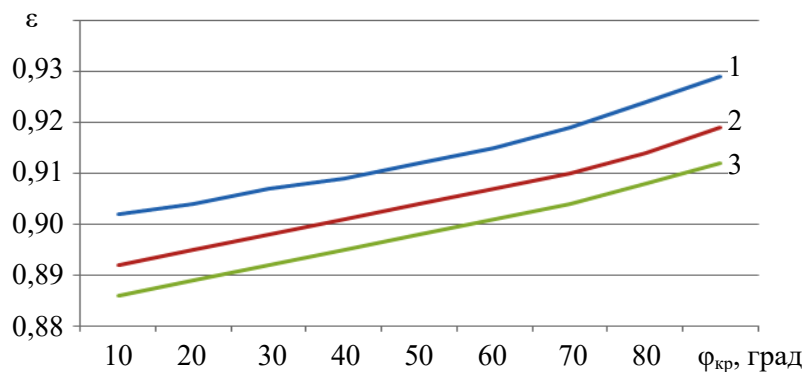
Рисунок 4. – Схема для определения силы трения  $F_{\text{тр}C}$

С учетом зависимостей сил трения в точках  $B$  и  $C$  КПД может быть рассчитан по следующей формуле:

$$\varepsilon = 1 - \frac{f_{\text{тр}C} \cdot r_B \cdot (f_{\text{тр}B} \cdot \sin \alpha + \cos \alpha)}{f_{\text{тр}B} \cdot r_C \cdot (\sin \varphi_{\text{кр}} + f_{\text{тр}C} \cdot \cos \varphi_{\text{кр}})} \cdot e + \frac{\sin(\alpha + \beta) \cdot \sqrt{e^2 + \frac{r_B^2}{z^2} + 2 \cdot e \cdot \frac{r_B}{z} \cdot \cos\left(\varphi_{\text{кр}} + \frac{\varphi_{\text{кр}}}{z}\right)}}{\sin(\alpha + \beta) + \cos(\alpha + \beta)} \cdot \frac{1}{\sin(\alpha + \beta) \cdot \sqrt{e^2 + r_B^2 + 2 \cdot e \cdot r_B \cdot \cos \varphi_{\text{кр}}}}$$

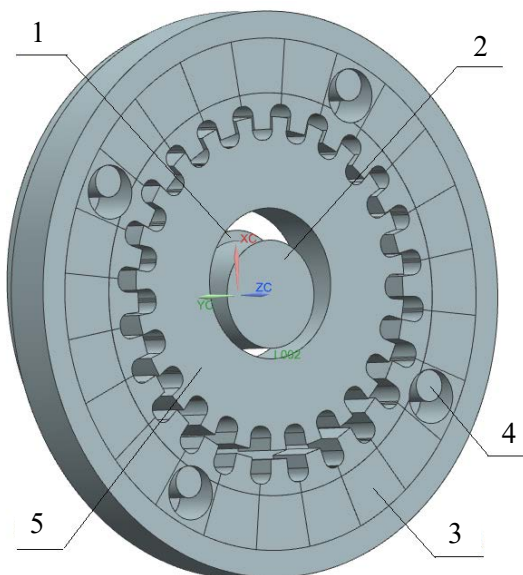
Данная формула показывает, что с ростом  $r_C$  КПД эксцентриковой передачи увеличивается. Это позволяет оптимизировать значение КПД путем выбора приемлемых с конструктивной точки зрения значений  $r_C$ .

Результаты численного анализа КПД, проведенного для конкретного варианта эксцентриковой передачи, представлены в виде графиков на рисунке 5.



1 – при коэффициенте трения 0,01; 2 – 0,05; 3 – 0,08

Рисунок 5. – Зависимости КПД от угла поворота кривошипа при различном коэффициенте трения в контакте эксцентрика вала-оси и сателлита



1 – входной вал; 2 – эксцентрик входного вала; 3 – сателлитное зубчатое колесо; 4 – эксцентрики валов-осей; 5 – центральное зубчатое колесо

Рисунок 6. – Вид компьютерной модели эксцентриковой передачи

При коэффициенте трения 0,01 среднее значение КПД составило 91,5 %, при коэффициенте трения 0,05 – 90,5 % и при коэффициенте трения 0,08 – 89,7 %.

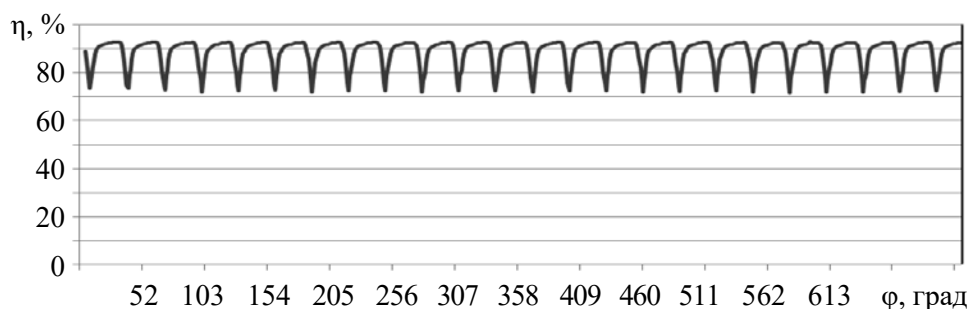
**Оценка КПД эксцентриковой передачи методами компьютерного моделирования.**

Исследование зубчатых передач методами компьютерного моделирования рассмотрено в работах [3, 4]. На рисунке 6 представлен вид компьютерной модели исследуемой эксцентриковой передачи.

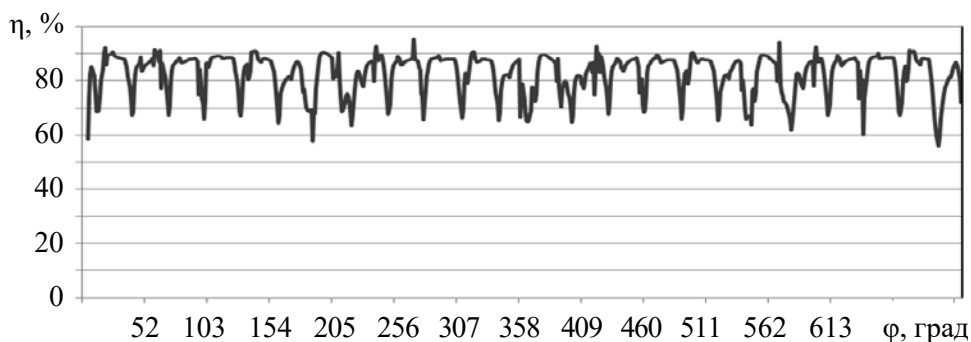
Результаты компьютерной оценки КПД представлены в виде графиков на рисунках 7-9.

Анализ графических зависимостей, представленных на рисунках 7-9, позволяет сделать следующие выводы. При сниже-

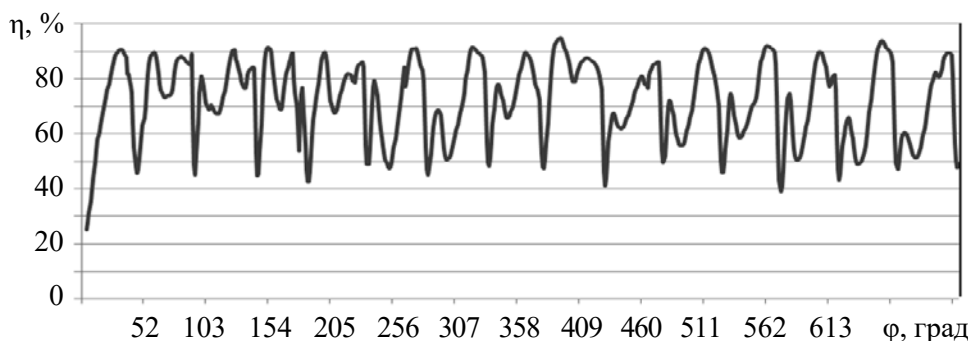
нии коэффициента трения в механизме передачи движения на выходное звено с 0,08 до 0,01 КПД увеличивается с 75 % до 90 %.



**Рисунок 7.** – Зависимость КПД эксцентриковой передачи от угла поворота входного вала при значении коэффициента трения 0,01



**Рисунок 8.** – Зависимость КПД эксцентриковой передачи от угла поворота входного вала при значении коэффициента трения 0,05



**Рисунок 9.** – Зависимость КПД эксцентриковой передачи от угла поворота входного вала при значении коэффициента трения 0,08

### **Выводы.**

КПД эксцентриковой передачи с поступательным движением сателлита при определенных геометрических параметрах механизма передачи движения на выходное звено выше, чем КПД эксцентриковой передачи, выполненной по традиционной кинематической схеме.

КПД эксцентриковой передачи с поступательным движением сателлита существенно зависит от коэффициента трения в механизме передачи движения на выходное звено. Путем выбора приемлемых с технической точки зрения коэффициентов трения можно достичь значений КПД порядка 90 %.

**Список использованных источников**

- 1 Колчин, Н.И. Механика машин: в 2 т. / Н.И. Колчин. – Л.: Машиностроение, 1971-1972. – Т. 2: Кинестатика и динамика машин. Трение в машинах. – 1972. – 456 с.
2. Шанников, В.М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением / В.М. Шанников. – М.: Машгиз, 1948. – 172 с.
3. Gromyko, P.N. Modeling of eccentric transmission operation in presence of elastic deformations of contacting links / P.N. Gromyko, S.N. Khatetovsky // Proceedings of the International Conference “Aviamechanical Engineering and Transport” (AviaENT 2018), Irkutsk, Russia, May 21-26, 2018 / Irkutsk National Research Technical University, Belarusian-Russian University, Novosibirsk State Technical University; editor: A.S. Govorkov, et al. – Irkutsk, 2018. – Vol. 158. – P. 160-164.
4. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач: монография / П.Н. Громыко [и др.]; под общ. ред. П.Н. Громыко. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с.

**Информация об авторах**

*Громыко Петр Николаевич* – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Металлорежущие станки и инструменты», Белорусско-Российский университет (пр. Мира, 43, 212005, г. Могилев, Беларусь), e-mail: grom\_7@tut.by.

*Хатетовский Станислав Николаевич* – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Металлорежущие станки и инструменты», Белорусско-Российский университет (пр. Мира, 43, 212005, г. Могилев, Беларусь), e-mail: meclab@yandex.ru.

*Макацария Денис Юрьевич* – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Автомобильные дороги» Белорусско-Российского университета, заместитель начальника кафедры Могилевского института МВД (ул. Крупской, 67, г. Могилев, Беларусь), e-mail: dexteru@mail.ru.

**Information about the authors**

*Gromyko Petr* – D. Sc. (Engineering), Professor, Professor of the department “Metal-cutting machine-tools and instruments”, Belarusian-Russian University (43, Mira Ave., 212005, Mogilev, Belarus), e-mail: grom\_7@tut.by.

*Khatetovsky Stanislav* – Ph. D. (Engineering), Associate Professor, Head of the department “Metal-cutting machine-tools and instruments”, Belarusian-Russian University (43, Mira Ave., 212005, Mogilev, Belarus), e-mail: meclab@yandex.ru.

*Makatsaryia Dzianis* – Ph. D. (Engineering), Associate Professor, Associate Professor of the department “Automobile roads”, Belarusian-Russian University, Deputy Head of the department of Mogilev Institute of Internal Affairs, (67, Krupskaya Str., Mogilev, Belarus) e-mail: dexteru@mail.ru.

Поступила в редакцию 01.04.2021 г.